

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-297334

(43) 公開日 平成4年(1992)10月21日

(51) Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
B 60 K 17/348	A	8710-3D		
F 16 D 25/14	Z	8312-3J		
// B 60 K 23/08	Z	7140-3D		

審査請求 未請求 請求項の数4(全7頁)

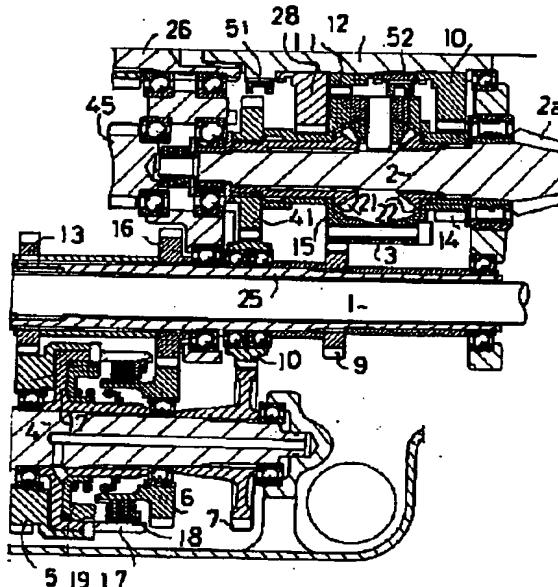
(21) 出願番号	特願平3-19483	(71) 出願人	000006781 ヤンマーディーゼル株式会社 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号
(22) 出願日	平成3年(1991)1月18日	(72) 発明者	福田 喜孝 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号ヤンマー ディーゼル株式会社内
		(74) 代理人	弁理士 矢野 寿一郎

(54) 【発明の名称】 前後輪駆動装置

(57) 【要約】 (修正有)

【目的】 従来の前輪増速機構では、前輪と後輪の周速比を大きくとることが出来ず、旋回時の最適の周速比とすることが出来なかったのである。またセンターデフ機構の場合には、軟弱地に入った側の車輪の回転数のみが増速されるという不具合があったのである。本発明はこの点を改善したものである。

【構成】 本発明はファイナルビニオン軸2上に差動式減速装置3を設け、また前輪増速切換手段6により、前輪を増速すると共に、該増速回転をフィードバック7して、差動式減速装置3に入力し、前輪の増速分だけ後輪の回転を減速したものである。



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 操向自在な前輪への伝動系に後輪駆動速度と略等しい駆動速度で伝動する標準駆動状態と、後輪駆動速度より大きい駆動速度で伝動する増速駆動状態とに切換える前後輪変速装置を備えた移動作業車であって、増速駆動状態における前輪の周速を標準駆動状態における前輪の周速より大とし、増速駆動状態における後輪の周速を、標準駆動状態における後輪の周速よりも小としたことを特徴とする前後輪駆動装置。

【請求項2】 請求項1記載の前後輪駆動装置において、切換手段を介して前輪を駆動すると共に、該切換手段と後輪との間に差動式減速装置を介装したことを特徴とする前後輪駆動装置。

【請求項3】 請求項2記載の前後輪駆動装置において、切換手段の増速駆動側クラッチが摩擦式であることを特徴とする前後輪駆動装置。

【請求項4】 請求項2記載の前後輪駆動装置において、差動式減速装置がファイナルビニオン軸上に配設され、差動式減速装置のデフケースが副変速装置により駆動され、副変速装置と切換手段との間の中間ギアを兼ねていることを特徴とする前後輪駆動装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、操向自在な前輪への伝動系に後輪駆動速度と略等しい駆動速度で伝動する標準駆動状態と、後輪駆動速度より大きい駆動速度で伝動する増速駆動状態とに切換える前輪変速装置を備えた移動作業車に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 従来から、操向自在な前輪への伝動系に、標準駆動状態と増速駆動状態とを設けた技術は公知とされているのである。例えば特開昭60-62127号公報に記載の技術の如くである。また前輪駆動軸と後輪駆動軸の間に介装して、センターデフ装置を介装した技術は、図5の如き技術が公知とされているのである。図5において従来技術であるセンターデフ機構について説明する。副変速軸33上の摺動ギア60・61をシフター62の部分で前後動すると、ギア60・61がファイナルビニオン軸31の上に遊嵌されたセンターデフケース68上のギア64・65と選択的に噛合し、センターデフケース68を回転する。該センターデフケース68の回転は、前輪と後輪の走行抵抗に差が無い場合には、そのままビニオン32bと、フロント差動ギア32cとリア差動ギア32aを介して、同一回転で、前輪と後輪を駆動する。しかし、前輪と後輪の走行抵抗に差がある場合には、この差異が、フロント差動ギア32cまたはリア差動ギア32aに負荷を掛けて回転を遅くし、この回転の遅くなった分だけ、ビニオン32bを介して、前後他方の速度を増速するのである。しかしこのようなセンターデフ機構の場合には、前輪又は後輪のどちら

10

らかが軟弱地に入ると、該軟弱地の側のみが回転し走行不能となるのである。これを防ぐため、センターデフ機のロックシフター66が設けられており、該ロックシフター66がセンターデフケース68とロック体67を係合し、該ロック体67がファイナルビニオン軸31と係合しているので、センターデフロックが得られるのである。本発明の場合には、機械的に前輪回転と、後輪回転を差動させて、回転数を決定するものであり、軟弱地でも一方の回転のみが増速されることは無いように構成したのである。

## 【0003】

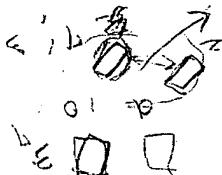
【発明が解決しようとする課題】 しかし該従来の技術においては、単純に前輪側の周速を、旋回時において増速するものであるから、路上走行時等において、高速で急旋回することにより、転倒の危険性があったのである。従ってこの不具合を解消する為に、高速時転倒を回避する安全装置が必要であったのである。また危険防止の事情から、前輪の増速には限度があり、前輪と後輪の周速比を約2・0までしか出来ず、大きくするには限界があったのである。本発明はこの周速比を理想的な値である約2・5までとることが出来るように構成し、小旋回半径でしかも円滑・安全な旋回が出来るように構成したものである。

## 【0004】

【課題を解決するための手段】 本発明は上記課題を解決する為に、次の如く構成したものである。即ち、操向自在な前輪への伝動系に後輪駆動速度と略等しい駆動速度で伝動する標準駆動状態と、後輪駆動速度より大きい駆動速度で伝動する増速駆動状態とに切換える前後輪変速装置を備えた移動作業車であって、増速駆動状態における前輪の周速を標準駆動状態における前輪の周速より大とし、増速駆動状態における後輪の周速を、標準駆動状態における後輪の周速よりも小としたものである。また、切換手段を介して前輪を駆動すると共に、該切換手段と後輪との間に差動式減速装置を介装したものである。また、切換手段の増速駆動側クラッチを摩擦式としたものである。また、差動式減速装置がファイナルビニオン軸上に配設され、差動式減速装置のデフケースが副変速装置により駆動され、副変速装置と切換手段との間の中間ギアを兼ねているものである。

## 【0005】

【作用】 次に本発明の作用を説明する。前輪の標準回転が100回転であり、後輪の標準回転が100回転であるとすると、従来の前輪増速機構の場合には、前輪の回転数のみを200回転とし、後輪の回転数は100のままとしていたのである。これに対して本発明の場合には、前輪の回転を増速すると共に、同じ回転数だけ後輪の回転数を遅くすべく構成しているのである。即ち旋回時において、前輪の回転数を標準の100回転から $150 \pm \alpha$ 回転に増速すると、後輪は100回転から60±



3

$\beta$ 回転に減速するのである。これにより増速比を約2.5倍としたのである。

## 【0006】

【実施例】次に本発明の実施例を添付の図面において説明する。図1は本発明の前後輪駆動装置の要部の側面断面図、図2は移動作業車の全体動力伝達系統図、図3は差動式減速装置部分の拡大側面断面図、図4は標準駆動状態と増速駆動状態との切換手段部分を示す拡大側面断面図、図5は従来のセンターデフ機構を示す図面である。図2において、移動作業車の全体動力伝達系統図を説明する。エンジンからの動力が、軸46上の4枚の固設ギアに動力を伝達し、該4枚の固設ギアが油圧クラッチ軸50上の4枚の遊嵌ギアと噛合しており、該4枚の遊嵌ギアを油圧クラッチ35・36・37・38により、択一的に油圧クラッチ軸50と結合することにより主変速機構Aを構成している。また主変速機構Aにより変速後の回転を、油圧クラッチ軸50の上の後進油圧クラッチ39と前進油圧クラッチ40により構成された前後進変速機構Bより、前後進に切り換える。該前後進変速機構Bのリバースギア軸47を取り出し、クリープ変速機構Cを構成している。

【0007】そしてクリープ変速機構Cはクリープスライダー51の前後摺動により、クリープギア28に回転が伝達されておりクリープスライダー51の前後動により、通常速度とクリープ速度とに切換られる。また油圧クラッチ軸50と同一軸心上の副変速軸12と、ファイナルビニオン軸2との間ににおいて、副変速スライダー52を前後動することにより高低の副変速機構Dが構成されている。該副変速機構Dにより変速後の回転をファイナルビニオン軸2のビニオンからリアデフギア装置48に伝達し、該リアデフギア装置48から後輪29に動力伝達している。また油圧クラッチ軸50と軸46との間に構成した主変速機構Aの下方に、4段のPTO変速機構44が設けられており、該PTO変速機構44により変速後の回転をPTO動力伝達軸1から、後方の作業機42に動力伝達している。そして本発明においては、該ファイナルビニオン軸2の上に、差動式減速ケース3とギア14・15とフロント差動ギア21とリア差動ギア22とビニオン軸24とビニオン23により構成した差動式減速装置を設け、また該ファイナルビニオン軸2の下方の前輪動力取出軸4と、PTO動力伝達軸1の外周との間に、クラッチケース17とクラッチピストン19と摩擦板機構18により構成した切換手段を構成している。

【0008】本発明は該切換手段と、差動式減速装置により増速した増速駆動状態または標準駆動状態の回転を、前輪動力伝達軸49を介して、フロントデフ装置43より前輪34に動力伝達している。次に図1・図3・図4により、本発明の要部の構成について説明する。図1・図3において示す如く、副変速軸12上のギア11

と12が、差動式減速装置を構成する差動式減速ケース3に固定されたギア15・14と常時噛合している。そして副変速軸12の上で副変速スライダー52が噛合することにより、ギア連10・14か又は、ギア連11・15の何方かの変速後の回転が差動式減速ケース3に伝達される。該差動式減速ケース3の回転はそのまま中間ギア15により、PTO動力伝達軸1の外周の遊嵌筒軸25上のギア9に伝達されて、該ギア9により遊嵌筒軸25が回転される。該中間ギア15は差動式減速ケース3と共に差動式減速装置を構成しており兼用しているのである。

【0009】該遊嵌筒軸25の回転は、標準駆動ギア13と増速駆動ギア16に伝達されている。該標準駆動ギア13は前輪動力取出軸4の上の、標準切換ギア5と噛合し、また増速駆動ギア16は前輪動力取出軸4の上の増速切換ギア6と噛合している。該標準切換ギア5と増速切換ギア6は前輪動力取出軸4の上に遊嵌されている。該標準切換ギア5の回転か、増速切換ギア6の回転かの何方かを前輪動力取出軸4に伝達切換するのが、本20発明の切換手段であり、クラッチケース17とクラッチピストン19により構成されている。また該クラッチピストン19は常時付勢バネ20により、標準駆動状態側に付勢している。そして、旋回時にオペレーターがステアリングハンドルを切る操作と同時に、増速切換油圧バルブが作動し、クラッチピストン19とクラッチケース17の間に圧油を供給することにより、クラッチピストン19が摩擦板機構18を押圧する。

【0010】移動作業車が直進している標準の走行時は、クラッチピストン19が付勢バネ20により、クラッチケース17内に収納する方向に押圧されているので、クラッチピストン19の外周の突起部がクラッチケース17と標準切換ギア5のクラッチ切欠部の両方に係合して、クラッチケース17と標準切換ギア5を一体化しており、標準切換ギア5の回転がそのまま前輪動力取出軸4に伝達される。即ち、摩擦板機構18は非接合状態であり、差動式減速装置を構成する差動式減速ケース3の回転がそのまま、ギア9→遊嵌筒軸25→標準駆動ギア13→標準切換ギア5→クラッチケース17→前輪動力取出軸4と伝達される。更に該前輪動力取出軸4の回転は、前輪動力取出軸4→フィードバックギア7→遊嵌ギア10→ギア41→フロント差動ギア21と伝達される。しかし、該標準駆動状態の際のフロント差動ギア21の回転は、差動式減速ケース3の回転と同じとなるようにギア比率が構成されているので、フロント差動ギア21は差動式減速ケース3と同一回転をし、リア差動ギア22もフロント差動ギア21と同一回転をするのである。故に後輪29と前輪34が同じ周速で回転している。

【0011】次にステアリングハンドルが旋回操作されると、増速切換油圧バルブが切換られて、圧油がクラッ

5

チビストン19とクラッチケース17の間に供給されて、クラッチビストン19は付勢バネ20に抗して右側へ摺動し、標準切換ギア5とクラッチケース17との係合状態を解除し、次に増速切換ギア6を摩擦板機構18を介して、クラッチケース17と一体化する。故に、差動式減速ケース3→ギア9→遊嵌筒軸25→増速駆動ギア16と伝達されて、増速駆動ギア16と増速切換ギア6の間で、標準駆動状態よりも増速されるのである。故に増速切換ギア6→摩擦板機構18→クラッチケース17→前輪動力取出軸4と伝達された回転は、標準駆動状態の場合よりも高速となっている。該高速回転が、フィードバックギア7→遊嵌ギア10→前輪動力取出軸4→フロント差動ギア21と伝達されると、該フロント差動ギア21の回転は差動式減速ケース3の回転よりも速いのである。故にフロント差動ギア21の速い回転がビニオン23を介して、リア差動ギア22の回転を遅くする側に差動し、前輪動力取出軸4の増速された分だけ、リア差動ギア22は逆に減速されることとなるのである。故に、前輪34は一定回転だけ増速回転され高速回転となり、後輪29は逆に、前記一定回転の分だけ減速回転されるのである。

## 【0012】

【発明の効果】本発明は以上の如く構成したので、次のような効果を奏するのである。即ち、請求項1の如く構成したので、後輪29の周速を標準駆動状態より小とし、前輪34の側をやや大として、前輪と後輪に周速の差を発生させるのであるが、従来の如く単純に前輪のみを増速するのではなくて、後輪を同時に減速するので、路上走行時等において、高速で急旋回することによる転倒の危険性がなく、従って高速時の走行安全装置の必要も無くなったのである。また従来方式では、危険防止の観点から、前輪の増速には限度があり、周速比を2.0程度と大きくとることが出来なかつたのであるが、本発明の場合には、後輪の速度を減速する操作を行ふことにより、周速比を約2.5と大きくとることが可能となったのである。この約2.5という比率は、前後輪の内外輪が同一周速度になる状態であり、即ち、前輪が押されたり、引きずられたりすることの無い状態となるのである。故に小旋回半径の場合にも、円滑安全な旋回が出来るのである。

## 【0013】請求項2の如く構成したので、普通のセン

6

ターデフ方式の場合には、水田等では軟弱地側の車輪がスリップして駆動力が無くなるが、本発明の場合には、ロックされたのと同じ状態で差動式減速装置が作動するので、以上のセンターデフの場合の不具合を解消できたのである。

【0014】請求項3の如く構成したので、切換手段が摩擦板機構18により構成した摩擦式であるので、切換時のショックが少なく、しかも差動式減速ケース3がスリップしながら繋がるので、周速比が徐々に大となることにより、旋回がより円滑・安全となるのである。

【0015】請求項4の如く構成したので、他のミッション構成部材は変更を要せず、増速機構を付設したものと、付設しないものとの間の部品の兼用ができ、しかもコンパクトに収納することができる所以である。また差動式減速ケース3が中間ギアの部分を兼用しているので、部品点数の増加がなく、特にファイナルビニオン軸2の方向の寸法を小さくすることが出来たのである。また副変速機構Dの下方の空間を利用して、差動式減速装置を配置することが可能となったのである。

## 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の前後輪駆動装置の要部の側面断面図である。

【図2】移動作業車の全体動力伝達系統図である。

【図3】差動式減速装置部分の拡大側面断面図である。

【図4】標準駆動状態と増速駆動状態との切換手段部分を示す拡大側面断面図である。

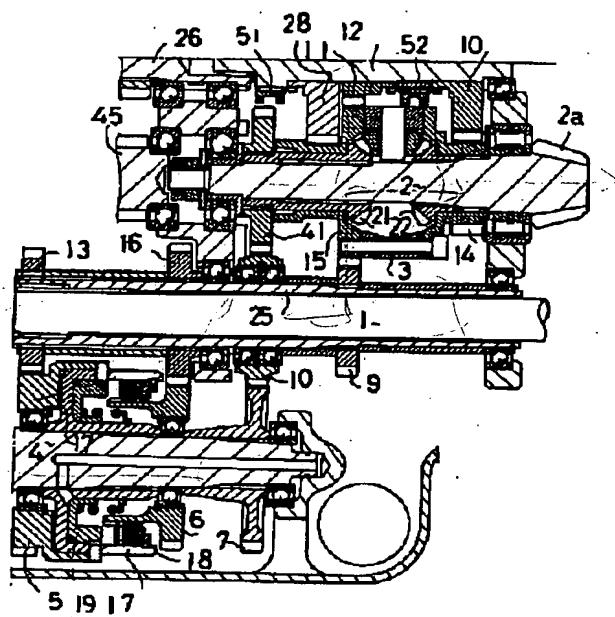
【図5】従来のセンターデフ機構を示す図面である。

## 【符号の説明】

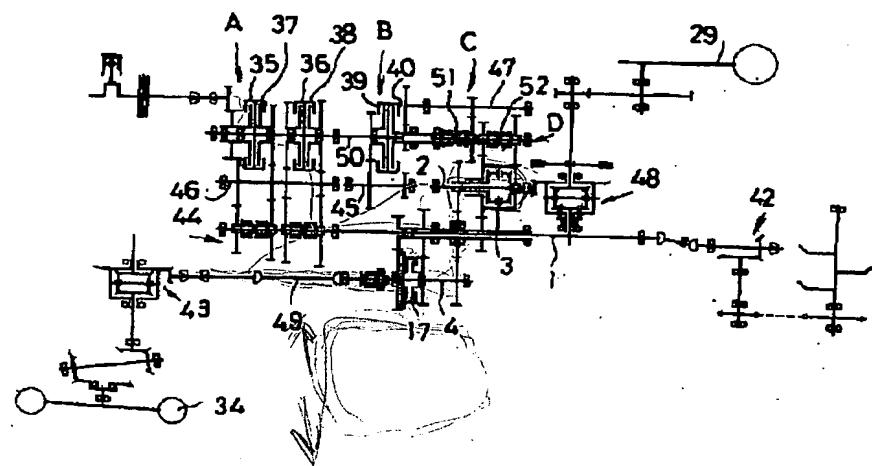
- A 主変速機構
- B 前後進変速機構
- C クリープ変速機構
- D 副変速機構
- 1 PTO動力伝達軸
- 2 ファイナルビニオン軸
- 3 差動式減速ケース
- 4 前輪動力取出軸
- 5 標準切換ギア
- 6 増速切換ギア
- 7 フィードバックギア
- 15 中間ギア

40

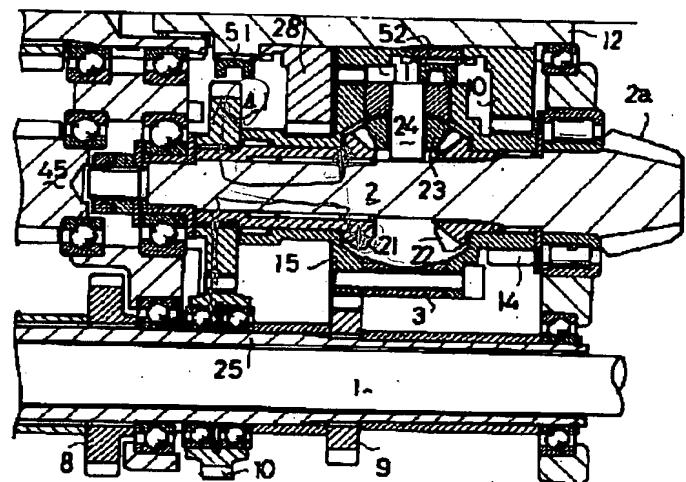
[図1]



[図2]



【図3】



21&gt;3

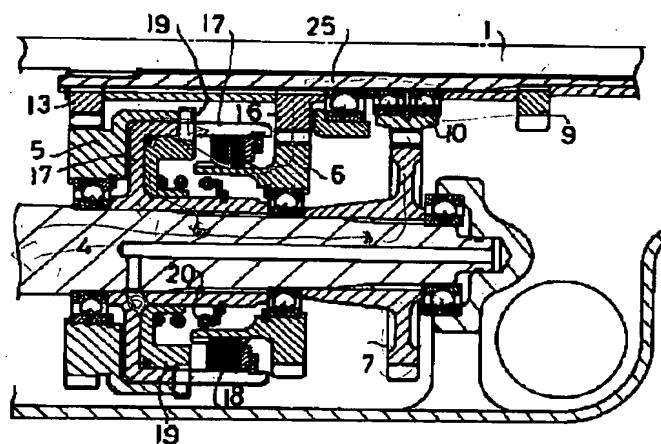


30

~~アシナバ用の回転方向~~

速い →  
遅い →

【図4】



【図5】

